

УДК 621.224

И.С. ВЕРЕМЕЕНКО, д-р техн. наук, проф.; главный конструктор

ООО «Харьковтурбоинжиниринг»;

С.А. АНДРЮЩЕНКО, нач. отдела ООО «Харьковтурбоинжиниринг»

ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ ЧАСТОТЫ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА ГИДРОАГРЕГАТА

Рассмотрены особенности расчета продольных колебаний роторов вертикальных гидроагрегатов и пример их применения при модернизации Камской ГЭС для устранения причин повышенных вертикальных вибраций опорного узла агрегата.

Ключевые слова: гидротурбина, расчет, собственные колебания ротора, МКЭ (метод конечных элементов).

При проектировании вертикальных гидроагрегатов конструкторы всегда уделяют особое внимание расчету собственных частот ротора гидроагрегата и их отстройке от основных возмущающих частот для предотвращения резонансных явлений. Общепринятым, обязательным является расчет поперечных (изгибных) и крутильных колебаний [1]. Методика и рекомендации для их расчетов давно выработаны и приведены во множестве справочных пособий [1–3].

Но собственные частоты ротора не ограничиваются только поперечными и крутильными колебаниями, возможны еще и продольные (осевые) колебания. Натурные испытания с контролем вибрационного состояния агрегатов, проведенные на ряде ГЭС, показали наличие осевых колебаний роторов с заметной амплитудой, передающихся на опорные узлы агрегата. Результаты этих испытаний выявили необходимость расчетов продольных колебаний при проектировании новых гидроагрегатов или модернизации уже существующих.

При построении модели для расчета продольных колебаний необходимо учитывать расположение вертикальной опоры ротора – подпятника. Несмотря на все многообразие конструктивного исполнения вертикальных гидроагрегатов, по компоновке их можно разделить всего на 2 группы (рис. 1): *а* – подвесные, с подпятником на несущей верхней крестовине над ротором генератора; *б* – зонтичные, с подпятником на крышке турбины или нижней крестовине, расположенной под ротором генератора.

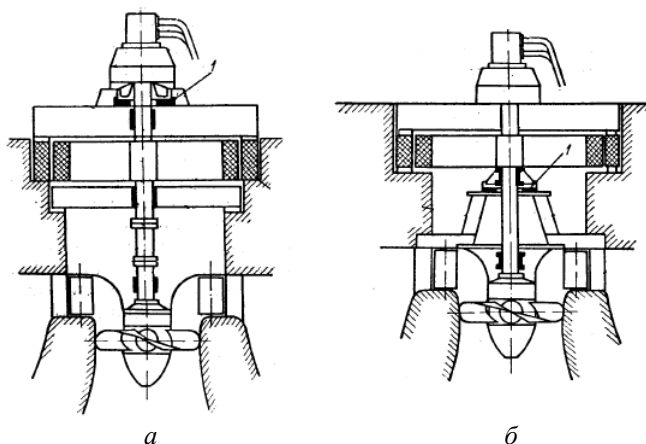


Рис. 1 – Компоновка вертикальных гидроагрегатов: 1 – подпятник

© И.С. Веремеенко, С.А. Андриющенко, 2014

Для первой схемы (рис. 1а) приведено аналитическое решение в работе [3]. Жесткость опорного узла C_o определяется жесткостями подпятника C_n и верхней крестовины генератора C_k . Жесткость несущей крестовины можно вычислить методами конечных элементов (МКЭ) или для упрощенной модели по формулам сопротивления материалов. Для уже работающих ГЭС не исключен и экспериментальный метод, основанный на установке на опорный узел груза и замере перемещений. Жесткость подпятника определяет проектировщик генератора. Предварительно можно использовать значения величины жесткости из диапазона $(1,1-2,0) \times 10^9$ Н/м на основании данных источников [4, 5]. На рис. 2 приведена расчетная модель ротора гидроагрегата с подвесным генератором.

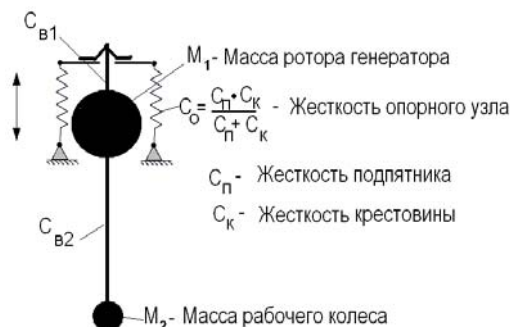


Рис. 2 – Расчетная модель ротора гидроагрегата с подвесным генератором

Жесткости участков вала от подпятника до центра масс ротора генератора C_{v1} и от центра масс ротора генератора до центра масс рабочего колеса C_{v2} можно определить по формуле

$$C_v = \frac{EF}{L} = \frac{E\pi(D^2 - d^2)}{4L}, \quad (1)$$

где E – модуль упругости, для стали $E = 2,1 \times 10^{11}$ Н/м²; L – длина участка вала; D, d – наружный и внутренний диаметры участка вала.

Для случая, когда вал состоит из n участков переменного сечения, суммарную жесткость вала определяют из соотношения

$$\frac{1}{C_\Sigma} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \dots \frac{1}{C_n}. \quad (2)$$

Первую и вторую собственные частоты продольных колебаний можно определить по формуле [3, 6]:

$$f_{1,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{C_1 + C_2}{M_1} + \frac{C_2}{M_2} \right) \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{C_1 + C_2}{M_1} - \frac{C_2}{M_2} \right)^2 + \frac{4C_2^2}{M_1 M_2}}}, \quad (3)$$

где C_1 – осевая жесткость участка вала от подпятника до ротора генератора C_{v1} совместно с жесткостью опорного узла C_o ; $C_2 = C_{v2}$ – осевая жесткость участка вала от ротора генератора до рабочего колеса; M_1 – масса ротора генератора; M_2 – масса рабочего колеса.

Для варианта зонтичного конструктивного исполнения гидроагрегата (рис. 1б) в справочниках готового аналитического решения для определения частот продольных колебаний не предлагается. Расчетная схематическая модель для этого варианта компоновки агрегата может быть представлена, как указано на рис. 3.

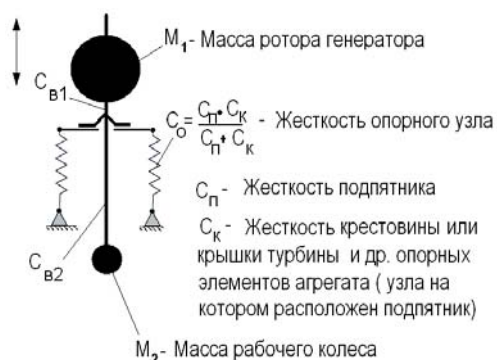


Рис. 3 – Расчетная модель зонтичного гидроагрегата

Для решения этой задачи можно использовать МКЭ с применением линейных жесткостей, стержневых элементов и сосредоточенных масс. Решение задачи может быть получено с помощью универсальных расчетных КЭ программ, например, *ANSYS* или *NX NASTRAN*. Малое число КЭ (два стержневых элемента, одна линейная жесткость и две сосредоточенные массы) и неизменность модели (меняются только реальные константы элементов) позволяют написать относительно не сложную специализированную программу вычисления частот собственных продольных колебаний роторов гидроагрегатов с учетом суммарной жесткости опорных узлов на основе МКЭ.

Определение осевой жесткости опорного узла гидроагрегатов с зонтичными генераторами с опорой подпятника на крышку турбины несколько более трудоемко из-за более сложной конструкции последней по сравнению с крестовиной генератора. Методики расчета крышек гидротурбин, применимые для оценки их осевой жесткости, достаточно подробно изложены в литературе [1, 3, 7, 8]. В современной практике проектирования для расчета крышек гидротурбин применяют МКЭ в трехмерной постановке с использованием объемных или оболочечных КЭ [7, 8].

Расчетный анализ колебаний вращающихся частей гидроагрегатов зонтичного типа показывает, что на первой частоте может иметь место вертикальное движение вала с массами ротора генератора и рабочего колеса как единого целого. Это характерно для агрегатов средней и большой мощности, у которых жесткость опорного узла C_0 намного меньше жесткости участков вала $C_{в1}$ и $C_{в2}$ ($C_0 \ll C_{в1}$ и $C_0 \ll C_{в2}$). В таких случаях для предварительной оценки первой частоты допустимо упростить расчетную модель до вида, приведенного на рис. 4, для которого известно аналитическое решение.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_0}{M_1 + M_2 + M_B}}, \quad (4)$$

где M_1 – масса ротора генератора; M_2 – масса рабочего колеса; M_B – масса вала ротора гидроагрегата; C_0 – жесткость опорного узла.

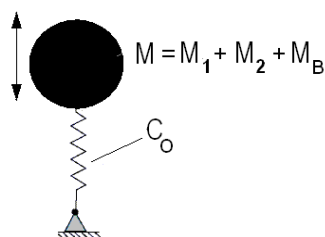


Рис. 4 – Упрощенная расчетная модель

Подтверждением необходимости анализа продольных колебаний роторов при проектировании гидроагрегатов или их модернизации может быть опыт модернизации основного силового оборудования Камской ГЭС. На этой станции были установлены 23 вертикальные поворотно-лопастные гидротурбины ПЛ20/510-В-500 единичной мощности 21,8 МВт с зонтичными генераторами и опорой подпятника на крышку турбины. Гидроагрегаты работают на станции с 1954–1958 года, выработали с превышением свой нормативный срок эксплуатации (30 лет), в связи с чем последние пятнадцать лет проводится их последовательная модернизация с заменой рабочих колес (р.к.) гидротурбин, камер р.к., других конструктивных элементов ряда сборочных единиц, систем возбуждения генераторов и автоматики. Модернизированные гидротурбины отличаются повышенным КПД (на 2...5 %) и мощностью до 25...26 МВт (максимальная до 28...29 МВт) за счет применения ряда новых элементов проточной части с усовершенствованными гидродинамическими характеристиками. Несмотря на то, что работы по модернизации гидротурбинного оборудования этой ГЭС выполняли разные разработчики и изготовители по своим индивидуальным проектам, при проведении натурных испытаний с контролем вибрационного состояния модернизированных агрегатов на максимальных нагрузках была отмечена одна общая особенность – повышенная вертикальная вибрация на частоте $\approx 8,33$ Гц (соответствует оборотно-лопастной частоте) в зоне установки подпятника генератора. Измеренный специалистами ХТИ при натурных испытаниях уровень пульсаций давления в проточной части модернизированной турбины (под крышкой турбины) с оборотно-лопастной частотой не превышал 2,5 % от напора испытаний во всем диапазоне нагрузок от 40 % до 100 % $N_{\text{ном}}$, что не могло быть основным источником повышенной вибрации опорного узла маслованны подпятника на этой частоте при отсутствии резонансных явлений в узле «маслованна с опорой подпятника + крышка турбины + ротор агрегата».

Выполненный анализ проектов показал, что при модернизации всех агрегатов заметно уменьшалась масса ротора гидроагрегата (более чем на 5 %) за счет демонтажа старых систем возбуждения генератора и уменьшения массы рабочих колес гидротурбин. Изменение массы ротора для данной компоновки гидроагрегата могло повлиять на собственные частоты системы («ротор агрегата + опорные узлы»).

По результатам уточненного расчета первая частота продольных (осевых) колебаний ротора агрегата составила ≈ 9 Гц, что с учетом погрешности расчета из-за упрощений расчетной схемы и допуска в определении жесткости элементов подпятника практически совпадает с возмущающей оборотно-лопастной частотой и могла быть причиной резонансных явлений.

При модернизации последующих агрегатов на Камской ГЭС в объем работ, по рекомендации ХТИ, включили замену старых крышек турбин, выполненных из чугуна, на новые из углеродистой стали с повышенной жесткостью с $C_k = 4,9 \cdot 10^9$ Н/м вместо $C_k = 2,5 \cdot 10^9$ Н/м. Принятые меры позволили поднять суммарную жесткость опорного узла, отстроить собственную частоту продольных колебаний системы ротора и опорных узлов от возмущающей оборотно-лопастной частоты, снизить уровень вертикальной вибрации опорных узлов до рекомендованных значений.

Наряду с реализованным решением по увеличению жесткости крышки турбины рассматривались и другие способы устранения изменения частоты колебаний вала:

- 1) увеличение массы ротора за счет установки грузов;
- 2) изменение жесткости подпятника за счет изменения количества или материала сегментов;

3) установка экспериментальных гасителей колебаний на опору подпятника.

Следует отметить, что решение о замене крышек гидротурбин при модернизации агрегатов обусловлено еще и дополнительными факторами: обнаружением трещин в крышке на одном из агрегатов, невысоким оставшимся ресурсом старых крышек турбин, невозможностью их ремонта из-за свойств материала и технологии их производства (крышки отлиты из серого чугуна). Новые сварные крышки турбины повышенной жесткости из листового проката углеродистой стали более технологичны в производстве и ремонтпригодны на ГЭС.

Выводы. В статье рассмотрены особенности расчета продольных колебаний роторов вертикальных гидроагрегатов. Приведен пример Камской ГЭС, при модернизации которой анализ продольных колебаний ротора помог определить и устранить причину повышенных вертикальных колебаний опорного узла агрегата.

Список литературы: 1. Ковалев, Н.Н. Гидротурбины [Текст] / Н.Н. Ковалев. – Л.: Машиностроение, 1971. – 584 с. 2. Маслов, Г.С. Расчеты колебаний валов [Текст]: справ. пособие / Г.С. Маслов. – М.: Машиностроение, 1968. – 272 с. 3. Аронсон, А.Я. Расчет на прочность деталей гидротурбин [Текст] / А.Я. Аронсон и др. – М.-Л.: Машиностроение, 1965. – 392 с. 4. Вибрационная надежность гидротурбин [Текст]: Обзор / И.П. Иванченко и др. // Энергетическое машиностроение. – 1989. – Сер. 3, Вып. 13. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш. – 64 с. 5. Александров, А.Е. Подпятники гидроагрегатов [Текст] / А.Е. Александров. – М.: Энергия, 1975. – 289 с. 6. Лойцянский, Л.Г. Курс теоретической механики [Текст]: в 2-х т. / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – М.: Наука, 1983. – Т. 2: Динамика. – 640 с. 7. Медведевская, Т.Ф. Прочность, динамика и ресурс несущих конструкций гидротурбин [Текст] / Т.Ф. Медведевская, О.Н. Зеленская, А.В. Медведевский // Проблемы машиностроения. – 2007. – 10, № 3. – С. 49-55. 8. Кантор, Б.Я. Исследование напряженно-деформированного состояния крышки гидротурбины и возможностей совершенствования ее конструкции [Текст] / Б.Я. Кантор, С.А. Андриященко, С.Ю. Мисюра // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХПІ»: 36. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2010. – № 69. – С. 58-67.

Поступила в редколлегию 09.09.13

УДК 621.224

Особенности оценки частоты продольных колебаний ротора гидроагрегата [Текст] / И.С. Веремеенко, С.А. Андриященко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 36-40. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто особливості розрахунку поздовжніх коливань роторів вертикальних гідроагрегатів і приклад їх застосування при модернізації Камської ГЕС для усунення причин підвищених вертикальних вібрацій опорного вузла агрегату.

Ключові слова: гідротурбіна, розрахунок, власні коливання ротора, МКЕ (метод кінцевих елементів).

Herein, consideration has been given to design calculation peculiarities of longitudinal oscillations of rotors on vertical-shaft hydraulic units, and an example of their application has been considered with regard to Kamskaya HPP modernization aimed at elimination of increased vertical vibrations of the hydraulic unit support assembly.

Keywords: Hydro turbine, design calculation, natural rotor oscillations, FEM (finite element method).